

小形内燃機関の燃焼サイクルの研究

恒屋 礼二郎*・末次 秀雄**・西川 和人***

Research on Combustion Cycles
in a Small Size Internal Combustion Engine

Reiji TSUNEYA, Hideo SUETSUGU, Kazuto NISHIKAWA

Abstract

In order to pursue further increase of thermal efficiency in an internal combustion engine, research for improvement in cycle efficiency of a small high speed diesel engine was carried out. A large number of combustion cycles with variable conditions were calculated by means of a personal computer and methods of increasing thermal efficiency were investigated.

Comparable statistical investigations were also made in which maximum combustion pressure in cylinder was held constant. As a result, some comprehensive conclusions were obtained with regard to relationship between efficiencies and variables of combustion cycles.

1. 緒 論

近年、原油価格高騰の問題や資源問題への対応として、引続いて省エネルギー対策の研究が進められており、更に地球温暖化の問題が生じて、CO₂低減の対策研究が各分野で真剣に取り上げられている。

一方、ディーゼル機関は熱効率がよく、広い分野で、小は3PSクラスの小形機関から、大は40000PSの大形船用機関迄、種々の用途に使用されており、CO₂問題への対応から考えても、省エネルギー原動機としての将来性は高く、その優位性は当分変わらないものと考えられる。その為、今後の内燃機関の研究方向は、その長所である熱効率を更に上昇させると共に、低公害化を図って行くことに重点が置かれていると言えよう。

ディーゼル機関に於て、熱効率を向上させる為の一つの基本的方策は、サイクル効率を向上させることである。その為に、燃料噴射率と燃焼率に冷却損失を勘案した受熱率、更にそれらと筒内圧力及びサイクル効率の関係を理論的に導き出そうとする努力が払われて

いる。

本研究は、小形ディーゼル機関を例にとりて、筒内の燃焼モード（受熱率形態）と筒内圧力及びサイクル効率の関係を、多数のサイクルについて計算して、統計的にその傾向を知ると同時に、それらの計算結果を利用して、筒内最高圧力をある一定値に抑えた場合、受熱率その他の変数と熱効率の関係がどうなるかを把握し、機関構造上から制約を受ける筒内最高圧力をあまり高めずに、燃料消費率を低減する為の方策に対する示唆を得ることを目的に実施したものである。

2. 燃焼サイクルの検討方法

(1) 検討の対象とする機関

検討の対象機関として、本学熱工學研究室が、長崎大学熱流体研究室と共同で実施中の燃焼研究に使用している、4サイクル小形高速ディーゼル機関、三菱3AAC-1形機関を選んだ。その主要目表を表1に、その断面図を図1に示す。

*機械工学科教授

**機械工学科助教授

***機械工学科助手

1990年10月22日受付

表 1. 機関主要目

1. 機関形式	MHI 3AAC-1 過給機関
2. サイクル	4 サイクル
3. 気筒配列	直列
4. 気筒数	3
5. 内径及び行程	110×125(mm)
6. 圧縮比	14.5
7. 最大出力	84.6(kW) 115(PS)
8. 最高回転数	2,500(rpm)

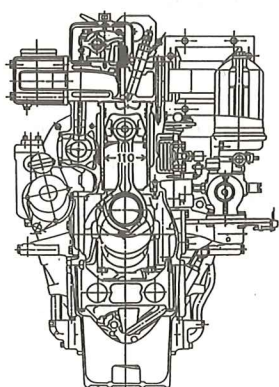


図 1 MHI 3AAC-1 形機関断面図

(2) 検討の方法

燃焼サイクルを計算するに当り、種々のモードの受熱率を数式で与えると共に、更に圧縮開始時の筒内圧力、圧縮比、燃料噴射量なども変化させて、多数のサイクルを理論計算し、それらの条件によって熱効率がどのように変るかを把握する。又多数のサイクル計算結果を統計的に整理して、筒内最高圧力を一定に保った場合に、それらの条件を示す変数の変り方と、その変化による熱効率の変り方を算出する。これらの結果を総合的に判断して、熱効率向上の方策を考える。

(3) 燃焼サイクル計算の前提条件

燃焼サイクルの計算には、次のような前提条件を置いて計算した。

- 1) サイクル計算の中の、圧縮行程、受熱期間、膨張行程の計算は、正規にクランク角 1° 毎に圧力計算を行う。但し排気弁開弁から排気行程に移る期間の BDC (下死点) 付近の筒内圧力は、サイクル効率全体に与える影響は小さいと考えられるので、計算の簡便化を図る為、対象機関の実際の指圧線図を基として、それに近い形の 2 次曲線で近似する。

2) 排気及び吸気行程のガス交換期間については、燃焼モードが熱効率に与える影響の追求に対しては 2 次的影響しかないで、之は検討外としてサイクルに含めない。即ちこの間のポンプ損失は、0 として計算する。

3) サイクルの受熱率は Wiebe の式で与える。その場合、噴射された燃料の全発熱量に対する受熱量の比 (受熱効率) は、全計算を通じ、一定と考える。

4) 圧縮開始時の筒内圧力は、同じ計算グループでは、サイクル効率の差による過給機作動点の移動を小さいと考えて無視し、同じ値を与える。又圧縮開始時の空気温度も、全計算を通じ一定とする。

5) サイクル計算に使用する比熱比 κ は、燃焼ガスの時々刻々の組成を与える様な燃焼時の空気過剰率及びガス温度の関数として与える。その場合の空気過剰率は、掃気効率をすべて一定と考えて算出する。

6) サイクル計算に使用する筒内ガス重量に於て、燃料噴射量による増量は小さいとして無視する。

(4) 燃焼サイクルの計算及び評価の方法

1) 筒内圧力

i) 圧力の理論計算式

筒内ガス圧力の計算式は熱力学第一法則から

次の様に導かれる。即ち、各記号を

Q = ガスの受熱量 U = ガスの内部エネルギー

P = 圧力 G = 重量

V = 容積 T = 温度

R = ガス定数 C_p = 定圧比熱

C_v = 定容比熱 κ = 比熱比

θ = クランク角度 A = 仕事の熱当量

とすれば、

$$dQ = dU + APdV = d(GC_v T) + APdV$$

ここで

$$PV = GRT \quad \text{及び} \quad AR = C_p - C_v \quad \text{であること}$$

とを勘案して

$$GC_v T = \frac{C_v PV}{R} = \frac{A}{\kappa - 1} PV \quad \text{となるので}$$

$$\begin{aligned} d(GC_v T) &= \frac{A}{\kappa - 1} d(PV) \\ &= \frac{A}{\kappa - 1} (PdV + VdP) \end{aligned}$$

但し κ の変化は比較的に微小だから、 $d\kappa = 0$ と考えている。

$$\begin{aligned}\therefore dQ &= \frac{A}{x-1} (PdV + VdP) + APdV \\ &= \frac{A}{x-1} (xPdV + VdP)\end{aligned}$$

$$\therefore \frac{dQ}{d\theta} = \frac{A}{x-1} \left(xP \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right)$$

これを微小クランク角度に区切ってその変化を考えれば、クランク角度 i では、

$$\left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_i = \frac{A}{x_i-1} \left[x_i P_i \left(\frac{dV}{d\theta} \right)_i + V_i \left(\frac{dP}{d\theta} \right)_i \right]$$

$$\text{従って} \left(\frac{dP}{d\theta} \right)_i = \frac{x_i-1}{AV_i} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_i - x_i \frac{P_i}{V_i} \left(\frac{dV}{d\theta} \right)_i$$

$$\therefore \Delta P_i = \left[\frac{x_i-1}{AV_i} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_i - x_i \frac{P_i}{V_i} \left(\frac{dV}{d\theta} \right)_i \right] \Delta\theta$$

$\Delta\theta$ を 1° 毎に区切って計算すれば、

$$P_{i+1} = P_i + \Delta P_i$$

$$= P_i + \left[\frac{x_i-1}{AV_i} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_i - x_i \frac{P_i}{V_i} \left(\frac{dV}{d\theta} \right)_i \right] \Delta\theta$$

従ってサイクルの各クランク角度毎の圧力は、この式で逐次計算して求めることができる。

ここで筒内容積 V_i 及びその変化率 $(\Delta V/\Delta\theta)_i$ は、

$$\begin{aligned}V_i &= V_c + \frac{\pi}{4} D^2 S_i = V_c \\ &\quad + \frac{\pi}{4} D^2 r \left\{ (1 - \cos \theta_i) + \frac{\sin^2 \theta_i}{2\lambda_r} \right\} \\ \left(\frac{\Delta V}{\Delta\theta} \right)_i &\doteq \left(\frac{dV}{d\theta} \right)_i \\ &= \frac{\pi}{4} D^2 r \left(\sin \theta_i + \frac{\sin 2\theta_i}{2\lambda_r} \right)\end{aligned}$$

で求められる。尚各記号は

D = 筒径 S = ピストン行程 V_c = 隙間容積
 r = クランク腕長 λ_r = 連桿比 を示す。

ii) 圧縮行程から膨張行程迄の圧力

圧縮開始点の値は θ_0 , V_0 , P_0 , T_0 として、その初期値を与えて計算を始める。又 $(\Delta Q/\Delta\theta)_i$

は、圧縮期間及び膨張期間では $\left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_i = 0$, 燃焼期間では $\left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_i$ を別途与えて計算する。

iii) ガス交換期間の圧力

計算の前提条件 1) に述べた様に、排気弁開弁から BDC 付近の圧力は、図 2 に示した対象機関の指圧線図の実測図から判る様に、これはほぼ 2 次曲線で近似できると見なし得るので、次の様に計算することとした。即ち、筒内容積 V と圧力 P の関係は、

$$V = aP^2 + bP + C$$

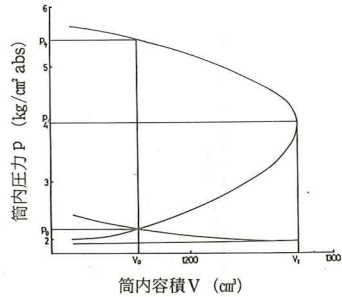


図 2 対象機関に於ける下死点付近の P-V 線図

$$\therefore P = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4a(C-V)}}{2a}$$

ここで各サイクルそれぞれに、 V_0 時の P_0 と P_1 , V_1 の時の P_1 (記号は図 2 参照) を与えると、 a , b , c を特定できるので、クランク角度 θ_i に対する筒内容積 V_i の時の圧力 P_i を近似的に求めることができる。

2) 受熱率

受熱率 $\frac{dQ}{d\theta}$ とは筒内で燃料の燃焼によって発生した熱量から、冷却の為に失われた熱量を差し引いた、筒内ガスへの受熱量を、単位クランク角度毎に表したものである。この受熱率を Wiebe の式で表す。Wiebe の式は次の様に書かれる。

$$Y = a(m+1)X^m \cdot \exp[-aX^{(m+1)}]$$

ここで X はクランク角度/受熱期間 (クランク角度), Y は受熱率に比例する値を示し、 a , m は定数で、この曲線を積分すると 1 となるような関数である。

そして a , m の値を変えることにより、受熱率の基礎となる曲線の形が変えられるようになっている。

計算に使用する受熱率は、 Y が最大となる X は、0.10 から 0.70 迄の間を等分して 5 ケースの値を選び、又 Y の最大値は、実際の対象機関の受熱率の解析結果を参照して、考え得る受熱率の形態から、2.0, 2.5, 3.0 の 3 ケースを選んだ。こうして選んだ X , Y に対して a , m の値を求めて Wiebe の曲線を描いたものを a , m の値と共に図 3 に示す。

尚 $X=0.70$, $Y=2.0$ の場合は、この曲線は、 $X=1$ の時の Y の値が 0 よりかなり大きくなる為に割愛した。(以後 X , Y は Y ピーク値での値を示す。)

この Wiebe の式を用いれば、受熱率は、

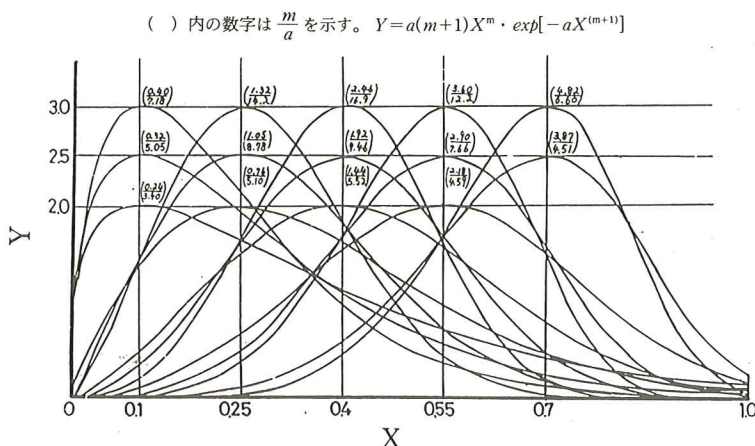


図3 Wiebeの曲線群

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\eta_b \cdot G_f \cdot H_u}{\theta_b} a(m+1) \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_b} \right)^m \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_b} \right)^{m+1} \right]$$

となる。ここで、それぞれの記号は、

$$\begin{aligned} \eta_b &= \text{受熱効率} & G_f &= \text{燃料噴射量} \\ H_u &= \text{低位発熱量} & \theta_b &= \text{受熱期間 (角度)} \\ \theta_{ig} &= \text{受熱開始角度} & & \text{を示す。} \end{aligned}$$

3) 比熱比

比熱比 κ は、等圧比熱を C_p 、等容比熱を C_v とすれば、 $\kappa = C_p / C_v$ で与えられる。この比熱比は、宮本、村山によって提案された式²⁾を用い、温度 T と空気過剰率 λ の関数として以下の式で求める。

i) 比熱比 κ_i

$$T_i < 700K : \kappa_i = \frac{C_{p_i}}{C_{p_i} - AR} - \frac{0.03745}{\lambda_i} - \frac{0.00365}{\lambda_i} \left(\frac{T_i}{1000} \right)$$

$$T_i \geq 700K : \kappa_i = \frac{C_{p_i}}{C_{p_i} - AR} - \frac{0.03125}{\lambda_i} - \frac{0.0125}{\lambda_i} \left(\frac{T_i}{1000} \right)$$

ii) 等圧比熱 C_p

$$T_i \leq 900K : C_{p_i} = 0.1872 + 9.5569 \times 10^{-3} \left(\frac{T_i}{100} \right) - 1.6744 \times 10^{-4} \left(\frac{T_i}{100} \right)^2 + 0.078 \left(\frac{100}{T_i} \right)$$

$$T_i > 900K : C_{p_i} = 0.2943 + 1.5423 \times 10^{-3} \left(\frac{T_i}{100} \right) - 2.1717 \times 10^{-5} \left(\frac{T_i}{100} \right)^2 - 0.3437 \left(\frac{100}{T_i} \right)$$

iii) 温度 T

$$T_i = T_0 \cdot \frac{P_i V_i}{P_0 V_0}$$

iv) 空気過剰率 λ

空気過剰率 λ は比熱比を計算しようとする時点の燃焼ガス組成を示す“空気過剰率”で、その時点の燃焼ガスはそれ迄にどれだけの燃料が（即ちどういう空気過剰率で）燃焼して出来たのかということから求めることができる。その式は、結論的に言えば次のように示される。

$$\text{圧縮行程} : \lambda_c = \frac{\eta_s}{1 - \eta_s} \cdot \frac{G_{gas} + G_f}{G_f}$$

$$\text{膨張行程} : \lambda_e = \frac{G_{gas} \cdot \eta_s}{L_0 \cdot G_f}$$

$$\begin{aligned} \text{受熱期間} : \lambda_i &= G_{gas} \left\{ \eta_s + \frac{\lambda_e \cdot L_0}{\lambda_e \cdot L_0 + 1} (1 - \eta_s) \right\} \\ &\quad / L_0 \left[\frac{G_{gas}}{\lambda_e L_0 + 1} (1 - \eta_s) + G_f \left\{ 1 - \exp \left\langle -a \left(\frac{\theta_i - \theta_{ig}}{\theta_b} \right)^{m+1} \right\rangle \right\} \right] \end{aligned}$$

ガス交換期間：圧力を2次式で与えるので不要。但し上式に於て、

η_s = 掃気効率

G_{gas} = 筒内ガス量 = 新気量 + 残留ガス量

L_0 = 理論空気量 を示す。

4) 機関出力と熱効率

以上の計算結果を用いて、機関出力と熱効率は次の様に算出される。

図示平均有効圧力 P_{mi} の式は

$$P_{mi} = \frac{\pi}{360} \left\{ - \sum_{i=180^\circ}^{0^\circ} P_i \left(\sin \theta_i + \frac{\sin 2\theta_i}{2\lambda_r} \right) \right\}$$

$$+ \sum_{i=0}^{180^\circ} P_i \left(\sin \theta_i + \frac{\sin 2\theta_i}{2\lambda_r} \right) \}$$

従って図示熱効率 η_{th} は

$$\eta_{th} = \frac{A \cdot P_{mi} \cdot V_s}{G_f \cdot H_u} \quad \text{但し } V_s = \text{行程容積}$$

また機関出力 N_e は、4 サイクル機関であることを勘案して、 P_{me} = 正味平均有効圧力、 n = 回転数、 η_m = 機械効率、 z = シリンダ数とすれば、

$$N_e = \frac{\pi}{4} D^2 S P_{me} \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{2} \cdot z \cdot \frac{1}{7500}$$

$$= 8.727 \times 10^{-7} \cdot P_{mi} \cdot \eta_m \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot z$$

で表わされる。但しこの N_e の式では、各数値は

$$N_e(\text{PS}), P_{mi}(\text{kg/cm}^2), D(\text{cm}), S(\text{cm}), n(\text{rpm})$$

の単位で示されている。

(5) 筒内最高圧力一定条件下での熱効率検討方法

近年のディーゼル機関は高過給化が著しく、従来の設計思想のままで設計を行うと、筒内最高圧力が上昇する傾向にある。更に熱効率という点から言えば、最高圧力を上昇させれば効率の向上が可能なので、これを高く設計したいという事になる。しかし、機関の構造強度、耐久性、重量、製造原価などの点から、最高圧力を無制限に高めるわけにはいかない。そこで最高圧力を一定に保ったままで、サイクルの熱効率を上昇させるにはどうしたら良いかという問題を検討することにした。

最高圧力 P_{max} は本研究の範囲で言えば、

$$P_{max} = f(\theta_{ig}, \theta_b, X, Y, P_0, \varepsilon, G_f)$$

という関数で表わされる。ここで ε は圧縮比を示し、その他の変数は既に前に述べた通りである。従って、これらの変数を、 P_{max} が一定に保たれる様にして変化させ、その場合に熱効率がどう変化するかを調べれば、最高圧力を高めずに熱効率を向上させる為にするべき方法を知ることができる。ここでは関係の深い2つの変数の組み合わせを取り挙げて検討を進めた。

1) 熱効率の変化率の理論式

例えば、変化させるべき変数の組み合わせを、 θ_{ig} 、 θ_b とし、他は不変とした場合を考えると、

$$P_{max} = f_1(\theta_{ig}, \theta_b)$$

$$\therefore dP_{max} = \frac{\partial f_1}{\partial \theta_{ig}} d\theta_{ig} + \frac{\partial f_1}{\partial \theta_b} d\theta_b$$

となる。今 $P_{max} = \text{const.}$ とすると、 $dP_{max} = 0$ であるから、この条件を上式に代入すれば次式を得る。

$$d\theta_b = - \frac{\partial f_1}{\partial \theta_{ig}} \cdot \frac{\partial \theta_b}{\partial f_1} d\theta_{ig} \quad (2.1)$$

即ち、 $P_{max} = \text{const.}$ の為には、 $d\theta_b$ 、 $d\theta_{ig}$ は上式の

関係を満足しながら変化すれば良いことになる。

又この場合、熱効率 η_{th} は、次のようになる。

$$\eta_{th} = f_2(\theta_{ig}, \theta_b)$$

$$\therefore d\eta_{th} = \frac{\partial f_2}{\partial \theta_{ig}} \cdot d\theta_{ig} + \frac{\partial f_2}{\partial \theta_b} \cdot d\theta_b$$

ここで $P_{max} = \text{const.}$ の条件を考慮して(2.1)式をこの式に代入すれば、

$$d\eta_{th} = \left(\frac{\partial f_2}{\partial \theta_{ig}} - \frac{\partial f_2}{\partial \theta_b} \cdot \frac{\partial f_1}{\partial \theta_{ig}} \cdot \frac{\partial \theta_b}{\partial f_1} \right) d\theta_{ig} \quad (2.2)$$

あるいは、

$$d\eta_{th} = \left(\frac{\partial f_2}{\partial \theta_b} - \frac{\partial f_2}{\partial \theta_{ig}} \cdot \frac{\partial f_1}{\partial \theta_b} \cdot \frac{\partial \theta_{ig}}{\partial f_1} \right) d\theta_b \quad (2.3)$$

の式を得る。即ち、 $P_{max} = \text{const.}$ の条件下で、 θ_{ig} の変化 $d\theta_{ig}$ あるいは θ_b の変化 $d\theta_b$ に対する η_{th} の変化 $d\eta_{th}$ をこの式により計算することができる。

同様の考え方で、他の2つの関数、例えば X と Y 、 P_0 と ε などを取り挙げて同様の計算を行えば、 $P_{max} = \text{const.}$ に於けるこれらの変数の変化による熱効率の変化を知ることができる。

尚ここで、 $P_{max} = f_1(\theta_{ig}, \theta_b)$ 、 $\eta_{th} = f_2(\theta_{ig}, \theta_b)$ などの式は、先に実施する多数のサイクル計算の結果から、その関数の形を算定する。

2) 熱効率の絶対値の計算式

最高圧力一定条件下に於ける熱効率の絶対値を求めるには、前節と同様に、2つの変数を取り挙げて $P_{max} = \text{const.}$ の条件を満足する2変数の関係を導き出し、それらの関係を η_{th} の式に入れて求めることができる。

即ち、例えば2変数を θ_{ig} 、 θ_b とすれば、

$$P_{max} = f_1(\theta_{ig}, \theta_b)$$

に於て、ある θ_{ig0} 、 θ_{b0} の値に対応する点の P_{max} を

$$P_{max} = P_{max0} \quad \text{とすれば、}$$

$$P_{max0} = f_1(\theta_{ig0}, \theta_{b0}) \quad \text{である。}$$

一方、 $P_{max} = P_{max0}$ である他の θ_{ig} 、 θ_b の組合せを θ_{ig1} 、 θ_{b1} とし、 θ_{ig1} をある値に定めれば、

$$P_{max0} = f_1(\theta_{ig1}, \theta_{b1}) \quad \therefore \theta_{b1} = f_3(P_{max0}, \theta_{ig1})$$

から求めることができる。よって θ_{ig1} 、 θ_{b1} の場合の η_{th1} は、

$\eta_{th1} = f_2(\theta_{ig1}, \theta_{b1})$ によって求められ、この計算を逐次実行すれば、変化する η_{th} の絶対値を求めることができる。

表 2. 燃焼サイクルの変数と計算ケース

変 数	計 算 ケ ー ス
受熱開始角度 θ_{ig} (degATDC)	-10, -5, 0, +5, +10 の 5 ケース
受 熱 期 間 O_b (deg)	30, 35, 40, 45, 50 の 5 ケース
受熱率形態 X (ピーク位置)	0.10, 0.25, 0.40, 0.55, 0.70 の 5 ケース
受熱率形態 Y (ピーク高さ)	2, 2.5, 3 の 3 ケース
圧縮開始時圧力 P_0 (kg/cm ² abs)	1.47, 1.67, 1.87 の 3 ケース
圧 縮 比 ϵ	10.5, 12.5, 14.5, 16.5, 18.5 の 5 ケース
燃料噴射量 G_f (%)	50, 75, 90, 100 の 4 ケース

3. 燃焼サイクルの計算

(1) サイクル計算

1) 計算のケース

サイクル計算を行う変数の変化範囲とその値を選定し、それらを適宜組合せて全部で452ケースの計算をコンピュータにて行った。

一般にディーゼル機関の燃焼サイクルに対して、設計的に直接制御可能なものは、燃料噴射開始時

期と噴射期間、噴射率モード、圧縮比、掃気圧力、燃料噴射量などである。従って、これらによって変る燃焼モードに関係する変数として、6個の項目を選び、その計算数値を、標準値を中心にその両側に割振って決めた。これを表2に示し、その組合せを図4に示す。この中で、圧縮開始時圧力 P_0 は実際の機関では掃気圧力に対応する。尚燃料噴射量 G_f は、標準は100%であって、それより少ないものは、機関出力率が低い機関の場合を推定する為に、参考として加えたものである。

2) 計算に使用する基礎数値

計算に使用する主要数値を計算基礎データとして以下に示す。(中には一般的推定値を含む。)

理論空気量 $L_0 = 13.86 \text{ kg air/kg fuel (A 重油)}$

燃料消費率 $b_e = 0.170 \text{ kg/PS}\cdot\text{h}$

燃料噴射量 $G_f = 8.68 \times 10^{-5} \text{ kg/cyl. cycle}$

燃料低位発熱量 $H_u = 10760 \text{ kcal/kg (A 重油)}$

受熱効率 $\eta_b = \text{受熱量}/G_f \cdot H_u = 0.90$

連桿比 $\lambda_r = 212.5/62.5 = 3.40$

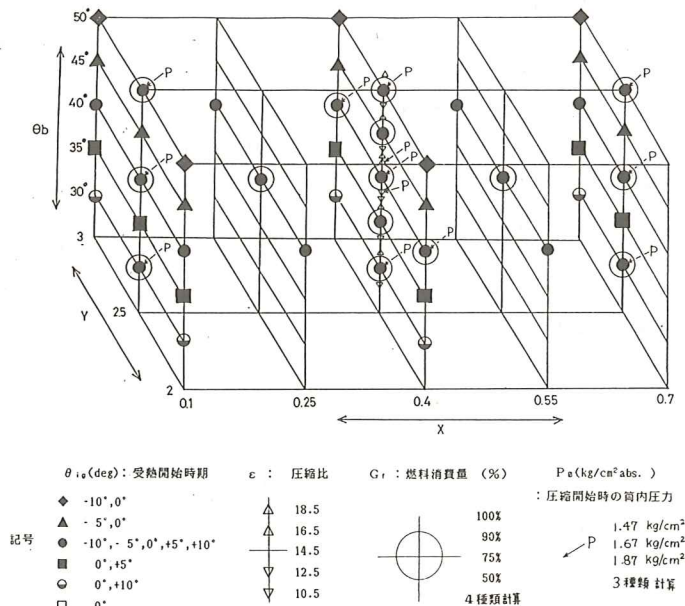
機械効率 $\eta_m = 0.85$

掃気効率 $\eta_s = 0.98$

標準隙間容積 $V_2 = 87.99 \text{ cm}^3$

行程容積 $V_s = V_1 - V_2 = 1187.9 \text{ cm}^3$

最大筒内容積 $V_1 = V_2 + V_s = 1275.9 \text{ cm}^3$

図4 サイクル計算のケース ($P_0 = 1.67 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$, $G_f = 100\%$ 基準)

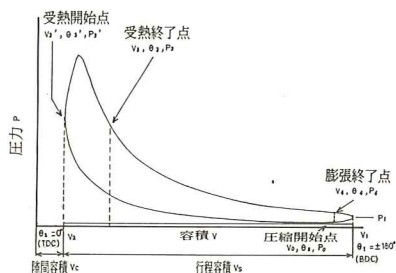


図5 P-V線図の記号説明図

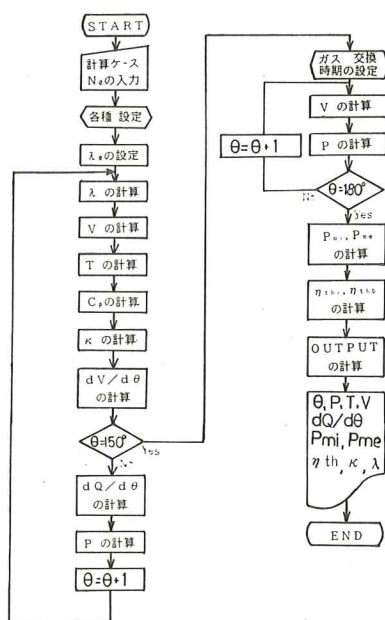


図6 サイクル計算のフローチャート

$\theta_0 = 40$ (deg) $\epsilon = 14.5$
 $\theta_{ig} = 0$ (ATDC deg) $P_0 = 1.67$ (kg/cm² abs.)
 $G_f = 100$ (%) $X = 0.4$
 $Y = 2.5$

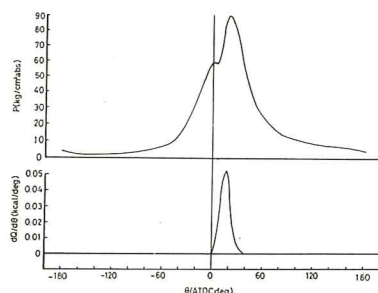


図8 標準状態の P-θ 線図

標準圧縮比 $\epsilon = V_1/V_2 = 14.5$
 圧縮開始時 クランク角度 $\theta_0 = 150^\circ$ BTDC
 筒内圧力 $P_0 = 1.67$ kg/cm² abs.
 筒内温度 $T_0 = 313$ K
 ガス交換開始時及びガス交換終了時
 クランク角度 $\theta_4 = 150^\circ$ ATDC
 $\theta_0 = 150^\circ$ BTDC

尚 P-V 線図の各点の記号の定義を, 図5に示す。

3) 計算のフローチャート

計算はパソコン PC-9800 シリーズを用いて実施した。そのフローチャートを図6に示す。

4) 計算の結果

先に述べたように全部で452ケースについてサイクル計算を行い, その結果を整理して比較検討した。その結果の主なものを図に纏めて以下に示す。

(i) 計算上の標準サイクルの P-V 線図を図7に,

P-θ 線図及び受熱率 $\frac{dQ}{d\theta}$ 線図を図8に示す。変数の値を付記しているが, すべて標準値である。

(ii) 標準サイクルに於ける受熱開始時期 θ_{ig} と筒内圧力 P の関係を図9に, その場合の θ_{ig} と機関性能の関係を図10に示す。受熱開始時期の変化により, 筒内圧力の変化する様子が良く判る。この範囲では, 平均的に言っても θ_{ig} が 1° 進むと, P_{max} は約 3.4 kg/cm² 上り, η_{th} も 0.004 上昇することが判る。

(iii) 標準サイクルに於ける, 受熱期間 θ_0 と筒内圧力 P の関係を図11に, その場合の θ_0 と機関性能

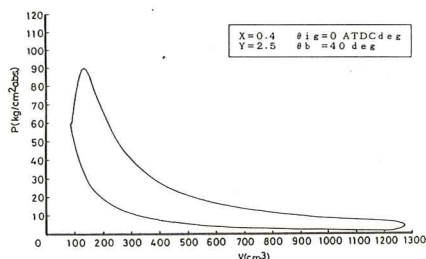


図7 標準状態の P-V 線図

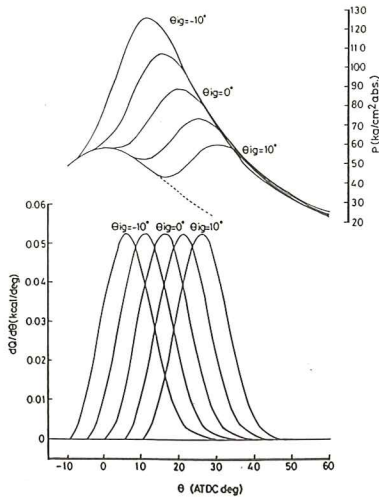


図9 受熱開始時期と筒内圧力の関係

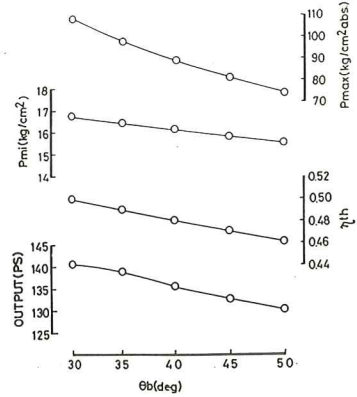


図12 受熱期間と機関性能の関係

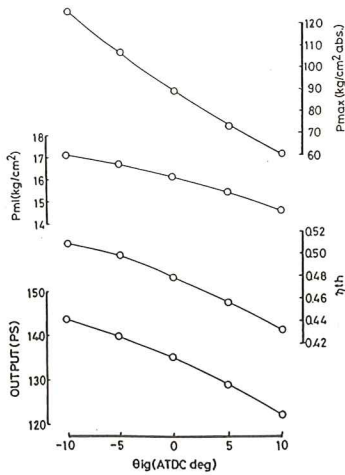


図10 受熱開始時期と機関性能の関係

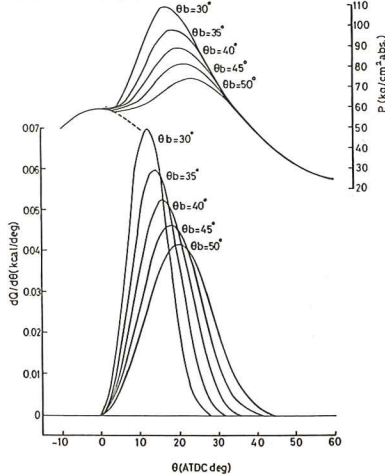
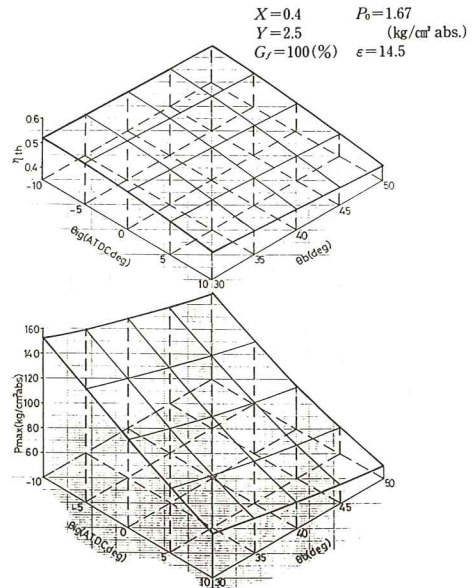


図11 受熱期間と筒内圧力の関係

図13 受熱開始時期、受熱期間を変化させた時の最高圧力、熱効率の関係(燃料噴射量 $G_f = 100\%$ の場合)

の関係を図12に示す。受熱率の形の変化によって、筒内圧力変る模様を知ることができる。この範囲では、平均して、 θ_b が 1° 短縮することにより P_{\max} は約 1.8 kg/cm^2 上り、 η_{th} も 0.002 上昇している。 P_{\max} , η_{th} 共に θ_{ik} の方が θ_b の約 2

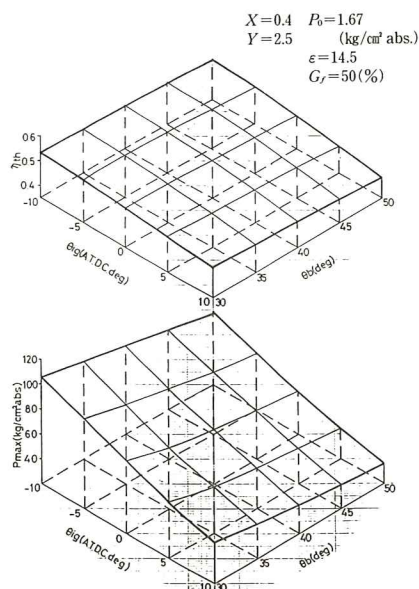


図14 受熱開始時期，受熱期間を変化させた時の最高圧力，熱効率の関係（燃料噴射量 $G_f=50\%$ の場合）

倍程大きい影響を与えているが， P_{\max} の変化に対する η_{th} の変化は共に同程度となっている。

- (iv) θ_{ig} と θ_b を共に変化させた時の P_{\max} 及び η_{th} の変化を立体図にして，燃料噴射量100%の場合

を図13に，50%の場合を図14に示す。両者の傾向は大体同じである。

- (v) 受熱率の形態に関する X ， Y を変化させた場合の筒内圧力線図の変化を図15に示す。 X ， Y の差が圧力線図に与える影響が良く判る。その場合， Y をパラメータにして X を変化した時の機関性能の変化を図16に，又その時の P_{\max} と η_{th} の変化を立体図で図17に示す。 X については，それが小さい程，即ち受熱率のピークが前になる程， P_{\max} は上昇傾向にあるが， η_{th} は $X=0.2$ 位で最高値を取り， X がそれより小さくなると逆に低下することが判る。 Y については， X のすべての範囲で Y が大きい方，即ちピーク値が高い方が P_{\max} は高くなり， η_{th} も向上するが， η_{th} は X が小さい処でその上昇の度合は多少大きくなっている。

- (vi) 圧縮開始時圧力 P_0 をパラメータに取って，圧縮比 ϵ を変えた場合の機関性能の変化を図18に示す。他の変数は標準値の場合である。 ϵ が増しても， P_0 が増しても P_{\max} ， η_{th} 共上昇する傾向にあり，検討の範囲で平均的に言えば ϵ が1上昇すると P_{\max} は 4.5 kg/cm^2 ， η_{th} は 0.008 上昇している。 P_0 が違ってもほぼ同じ傾向である。

- (vii) θ_{ig} をパラメータにして P_0 を変化させた時の機関性能を図19に示す。 P_0 を増すと P_{\max} は

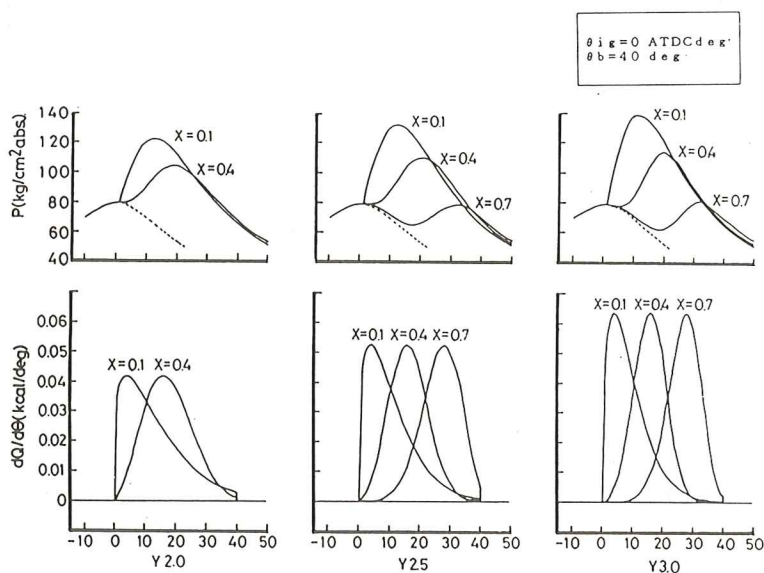
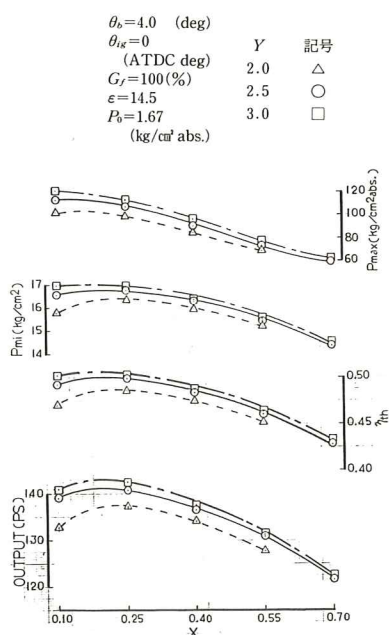
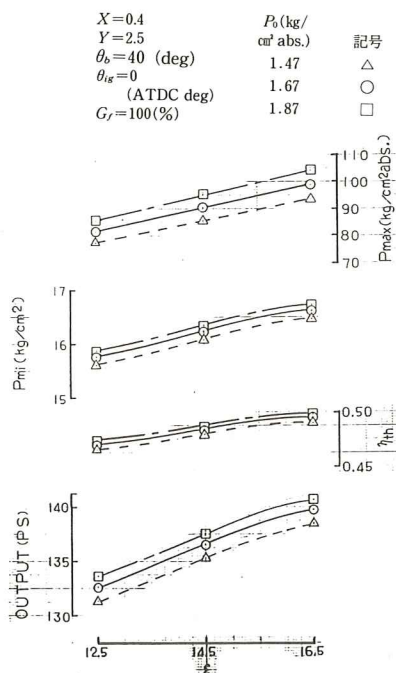
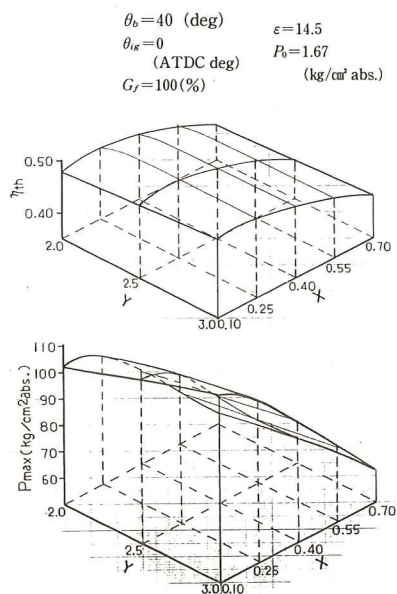
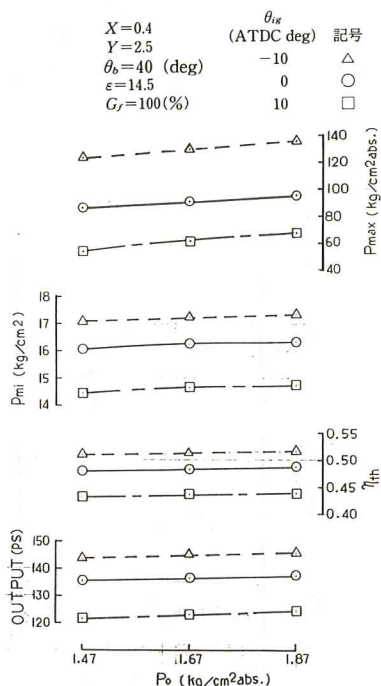


図15 受熱率の変化と筒内圧力の関係

図16 受熱率と機関性能の関係 (X 及び Y の変化)図18 圧縮比と機関性能の関係
(圧縮開始圧 P_0 の変化)図17 X , Y を変化させた時の最高圧力, 熱効率
の関係図19 圧縮開始圧 P_0 と機関性能の関係
(受熱開始時期の変化)

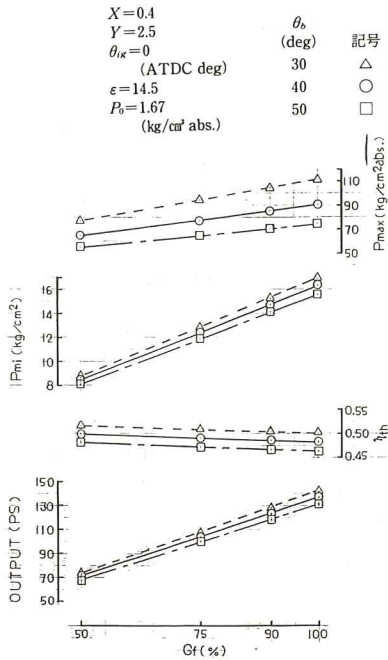


図20 燃料噴射量と機関性能の関係
(受熱期間の変化)

増大し、 η_{th} もわずかながら向上している。

(viii) 燃料噴射量 G_f が変わった場合の機関性能の変化を、 θ_b をパラメータにして図20に示す。 G_f が

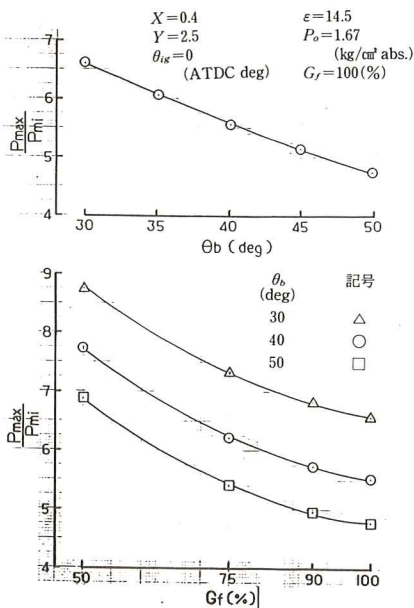


図21 燃料噴射量 G_f と P_{max}/P_{mi} の関係

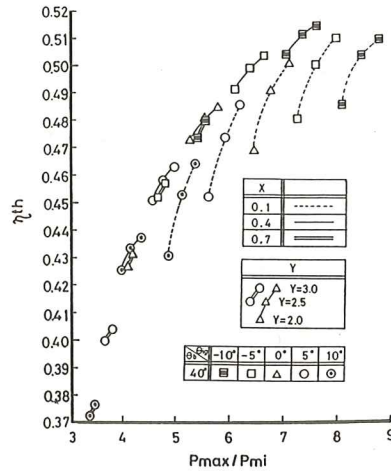


図22 熱効率と P_{max}/P_{mi} の関係

減少すると P_{max} も低下するが η_{th} は上昇している。

但し P_0 その他の変数は標準値としているので実機の状態とは異っている。

この計算結果により P_{max}/P_{mi} を算出して図21に示す。 η_{th} の上昇にはこの P_{max}/P_{mi} の上昇が基にあることが理解出来る。参考の為に、 X , Y , θ_{ig} を変えた時の η_{th} と P_{max}/P_{mi} の関係を図22に示している。

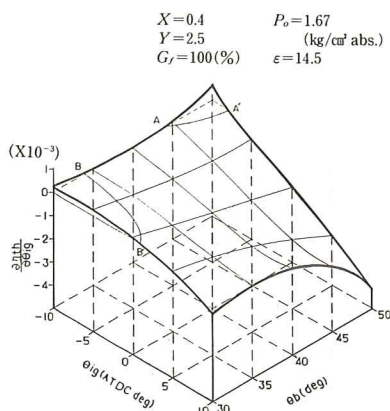
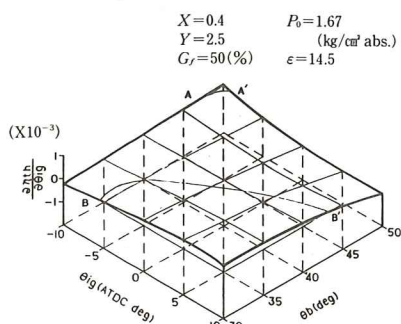
4. 筒内最高圧力一定条件下での熱効率の検討

(1) 検討のケース

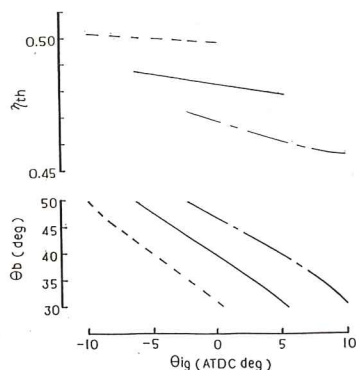
- 1) X, Y, ϵ, P_0, G_f を標準として、 $P_{max}=\text{const.}$ 下での θ_{ig}, θ_b の変化による η_{th} の変化をみる。
- 2) $\theta_{ig}, \theta_b, \epsilon, P_0, G_f$ を標準として、 $P_{max}=\text{const.}$ 下での X, Y の変化による η_{th} の変化をみる。
- 3) θ_b, X, Y, P_0, G_f を標準として、 $P_{max}=\text{const.}$ 下での ϵ, θ_{ig} の変化による η_{th} の変化をみる。
- 4) $\theta_{ig}, X, Y, P_0, G_f$ を標準として、 $P_{max}=\text{const.}$ 下での ϵ, θ_b の変化による η_{th} の変化をみる。
- 5) 1) のケースで、 $G_f=50\%$ とした時の θ_{ig}, θ_b の変化による η_{th} の変化をみる。

(2) 熱効率の変化率の計算

以下に計算の一例として、 θ_{ig}, θ_b を変数とした場

図23 P_{\max} 一定条件下での θ_{ig} 変化による η_{th} の変化率 ($G_f=100\%$)図24 P_{\max} 一定条件下での θ_{ig} 変化による η_{th} の変化率 ($G_f=50\%$)

$X=0.4$	P_{\max}	線の表し方
$Y=2.5$	(kg/cm ² abs.)	
$\epsilon=14.5$	108.7	-----
$P_0=1.67$	90.5	—————
(kg/cm ² abs.)	74.7	-----
$G_f=100(\%)$		

図25 P_{\max} 一定条件下での θ_{ig} , θ_b , η_{th} の関係 ($G_f=100\%$)

合の P_{\max} , η_{th} の関数形の算出などについて述べる。

これらの関数はそれぞれ θ_{ig} , θ_b の 2 次式で近似する。即ち, P_{\max} を

$$P_{\max} = f_1(\theta_{ig}, \theta_b) = a\theta_{ig}^2\theta_b^2 + b\theta_{ig} \cdot \theta_b^2 + c\theta_b^2 + d\theta_{ig}^2\theta_b + e\theta_{ig}\theta_b + f\theta_b + g\theta_{ig}^2 + h\theta_{ig} + k$$

と表す。ここで係数 a, b, c, \dots, k は 9 個あるので, θ_{ig} が $-10^\circ \sim +10^\circ$ の範囲, θ_b が $30^\circ \sim 50^\circ$ の間に变化すると考えて, $\theta_{ig} = -10^\circ, 0^\circ, +10^\circ$, $\theta_b = 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ$ の各角度を組合わせた点 (9 点) をとり, サイクル計算で得られた, それぞれの θ_{ig} , θ_b の値に対応する P_{\max} の計算値と共に上記の P_{\max} の式に代入すれば, 9 元 1 次連立方程式を得て, これを解けば 9 個の係数を確定できる。尚この 9 元 1 次連立方程式は Gauss-Jordan の消去法で解いた。

熱効率 η_{th} も,

$$\eta_{th} = f_2(\theta_{ig}, \theta_b) = \ell\theta_{ig}^2\theta_b^2 + m\theta_{ig} \cdot \theta_b^2 + n\theta_b^2 + p\theta_{ig}^2\theta_b + q\theta_{ig}\theta_b + r\theta_b + s\theta_{ig}^2 + t\theta_{ig} + u \quad (4.1)$$

となり, 上と同様の方法で ℓ, m, n, \dots, u を確定した。

従ってこれらの式をそれぞれ偏微分して (2.2) 及び (2.3) 式に代入し, 整理して次式を得た。(実際の数式は複雑で長い式になるので省略する。)

$$\frac{\partial \eta_{th}}{\partial \theta_{ig}} = f_3(\theta_{ig}, \theta_b), \quad \frac{\partial \eta_{th}}{\partial \theta_b} = f_4(\theta_{ig}, \theta_b)$$

この式により, $P_{\max} = \text{const.}$ 下で θ_{ig} 或は θ_b を变化した時の変化率の計算を実施した。

尚 θ_{ig} , θ_b 以外の他の変数に関する η_{th} の変化率も同様の方法で計算した。

(3) 熱効率の絶対値の計算

前節と同様に例えば θ_{ig} , θ_b に関して P_{\max} 及び η_{th} の 2 次式を決めたあと, 先ず θ_{ig0} , θ_{b0} を基として, $P_{\max0} = f_1(\theta_{ig0}, \theta_{b0})$ とし, 次に任意の $\theta_b = \theta_{b1}$ に組み合わせられるべき θ_{ig1} を次の様に求める。即ち A, B, C を定数として,

$$P_{\max0} = f_1(\theta_{ig1}, \theta_{b1}) = A\theta_{ig1}^2 + B\theta_{ig1} + C$$

$$\therefore A\theta_{ig1}^2 + B\theta_{ig1} + C - P_{\max0} = 0$$

ここで $C - P_{\max0} = D$ とすれば,

$$A\theta_{ig1}^2 + B\theta_{ig1} + D = 0$$

$$\therefore \theta_{ig1} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AD}}{2A}$$

以上の方法で, $P_{\max} = P_{\max0}$ となる θ_{ig1} , θ_{b1} の組を合わせを順次求めて行き, それらの集合によって, P_{\max}

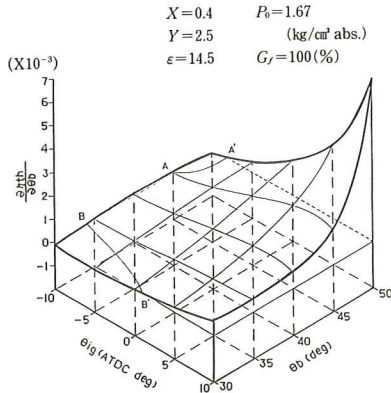


図26 P_{\max} 一定条件下での θ_b 変化による η_{th} の変化率 ($G_f=100\%$)

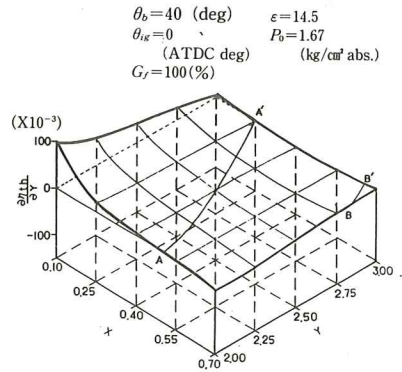


図28 P_{\max} 一定条件下での Y 変化による η_{th} の変化率

$X=0.4$	P_{\max}	線の表し方
$Y=2.5$	(kg/cm ² abs.)	
$\epsilon=14.5$	108.7	-----
$P_0=1.67$	90.5	—————
(kg/cm ² abs.)	74.7	-----
$G_f=100(\%)$		

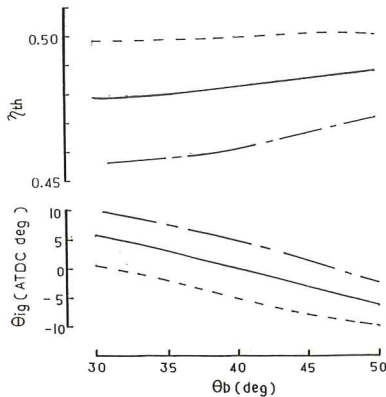


図27 P_{\max} 一定条件下での θ_b , θ_{ig} , η_{th} の関係 ($G_f=100\%$)

一定条件下の θ_{ig} , θ_b の関係曲線を描く。この関係を (4.1) 式に代入して熱効率 η_{th} の値を計算し、その変化を調べた。 θ_{ig} , θ_b 以外の変数についても同様に計算した。

(4) 計算の結果

計算結果の主なものを以下に示し、考察を述べる。

1) 筒内最高圧力一定下で θ_{ig} , θ_b を変化させた場合

の η_{th} の変化に於て、 θ_{ig} に対する変化率 $\frac{\partial \eta_{th}}{\partial \theta_{ig}}$ の値を、 $G_f=100\%$ の場合、50% の場合につき、それぞれ図23及び図24に示す。 $G_f=100\%$ の場合は、 θ_{ig} が $-5 \sim -10^\circ$ の様に進んでいる場合を除き、

θ_{ig} を遅らすと η_{th} は全般に下る傾向にあることが判る。 $G_f=50\%$ の場合 (出力率が低い場合) は θ_{ig} が大きく、 θ_b が小さい範囲で、 θ_{ig} を遅らすと η_{th} が上る傾向を示しているが、全般的には変化率は小さい。

又図25には、 $P_{\max}=\text{const.}$ となる場合の θ_{ig} , θ_b の関係と、 η_{th} と θ_{ig} の関係を P_{\max} パラメータで示している。計算の P_{\max} 範囲内ではすべて θ_{ig} が増えると η_{th} は低下している。

2) θ_{ig} , θ_b を変化させた場合の θ_b に対する変化率

$\frac{\partial \eta_{th}}{\partial \theta_b}$ の値を、 $G_f=100\%$ の場合について図26に示す。

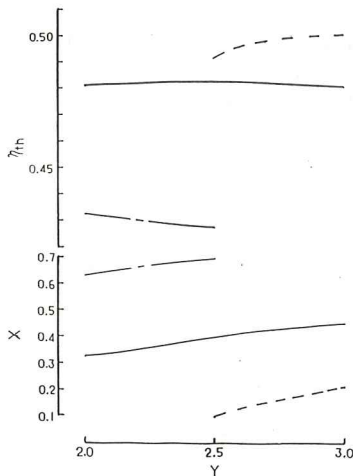
当然の事ながら、図23の $\frac{\partial \eta_{th}}{\partial \theta_{ig}}$ と逆の傾向になっている。図27には $P_{\max}=\text{const.}$ になる θ_{ig} , θ_b の関係と、 η_{th} と θ_b の関係を示している。 θ_{ig} が進んで P_{\max} が高くなった部分は別として、 θ_b が増すと η_{th} は上昇している。

これらの検討結果より、 θ_{ig} を進め、 θ_b を長くして P_{\max} を一定に保つ方法が、燃料消費率を低減するのに有効であることが判る。但しその利得は、 P_{\max} があまり高い処では小さい。

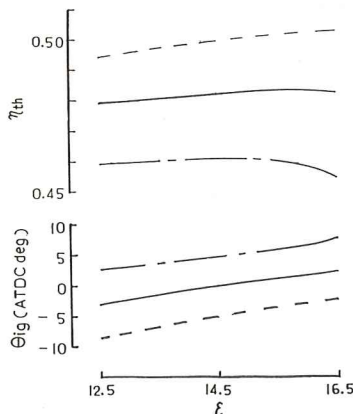
3) 受熱率形態の X , Y を変化させた場合の、 $\frac{\partial \eta_{th}}{\partial Y}$

を図28に示す。 X が小さい (受熱率のピークが前に進んでいる) 場合には、 Y を高める (受熱率のピークを高める) と η_{th} が向上するが、 X が大きくなるとわずかながら逆の傾向となる。図29には、 $P_{\max}=\text{const.}$ の時の X , Y の関係と、 η_{th} と Y の関係を示している。 X が小さく P_{\max} が高い範囲では、

$\theta_b = 40$ (deg)	P_{max}	線の表し方
$\theta_{ig} = 0$	(kg/cm ² abs.)	
(ATDC deg)	112.5	-----
$\varepsilon = 14.5$	90.5	=====
$P_0 = 1.67$	59.5	-----
(kg/cm ² abs.)		
$G_f = 100$ (%)		

図29 P_{max} 一定条件下での Y , X , η_{th} の関係

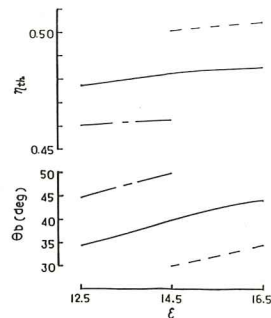
$X = 0.4$	P_{max}	線の表し方
$Y = 2.5$	(kg/cm ² abs.)	
$\theta_b = 40$ (deg)	108.7	-----
$P_0 = 1.67$	90.5	=====
(kg/cm ² abs.)	74.7	-----
$G_f = 100$ (%)		

図30 P_{max} 一定条件下での ε , θ_{ig} , η_{th} の関係

Y が増えると η_{th} も向上するが、 X が大きい処では、逆に η_{th} は大きく低下し、必ずしも受熱率のピークの高い方が、燃料消費率が下るとは限らないことを示している。

4) $P_{max} = \text{const.}$ の下で圧縮比 ε と θ_{ig} を変えた時の、 ε , θ_{ig} の関係と、 η_{th} と ε の関係を図30に示す。

$X = 0.4$	P_{max}	線の表し方
$Y = 2.5$	(kg/cm ² abs.)	
$\theta_{ig} = 0$	111.4	-----
(ATDC deg)	90.5	=====
$P_0 = 1.67$	74.4	-----
(kg/cm ² abs.)		
$G_f = 100$ (%)		

図31 P_{max} 一定条件下での ε , θ_b , η_{th} の関係

θ_{ig} が大きく遅れている場合を除き、 ε を上げて θ_{ig} を遅らせて P_{max} を一定に保てば、燃料消費率を低減できることを示している。

5) 上記4) に於て、 θ_{ig} の代りに θ_b を変えた場合を図31に示す。計算の範囲では、 θ_{ig} を遅らす場合とほぼ同じ傾向を示している。

5. 結 論

4 サイクル小形ディーゼル機関について、その燃焼サイクルの熱効率向上を目的に、種々の条件のケースで燃焼サイクルの計算を行い、その結果を整理すると共に、筒内最高圧力一定の条件に於ける熱効率向上策を検討した。その結果、最高圧力の変化を自由にして制限しない場合には、

- 1) 受熱開始時期 θ_{ig} を進め、或は受熱期間 θ_b を短めた場合は、共に熱効率 η_{th} が向上するが、最高圧力 P_{max} も上昇する。 P_{max} の上昇に対する η_{th} の向上率は、 θ_{ig} , θ_b いずれを変化させた場合もほぼ同じである。
- 2) 受熱率のピークの位置 X を前に進めた場合は、 P_{max} は上昇し、 η_{th} は X が 0.2 位迄は向上する。しかしそれ以上に前に進めると η_{th} は逆に低下する。受熱率のピーク値の高さ Y を増すと、 P_{max} は上昇傾向にあり、 η_{th} も向上するが、その量は少い。
- 3) 圧縮比 ε 、圧縮開始時の圧力 P_0 を増せば P_{max} , η_{th} 共に向上する。

4) 燃料噴射量 G_f のみを減少させると, P_{\max} は低減するが, η_{th} は上昇する。

などのことが定量的に把握された。

又最高圧力一定の条件下では,

1) θ_{ig} と θ_b を調整しながら P_{\max} を一定に保つ場合には, θ_{ig} を進め, θ_b を長くする方が η_{th} 向上に効果的である。但し θ_{ig} が前に進んで P_{\max} が高い範囲では, その向上代は微少となり, $-5^\circ \sim -10^\circ$ 迄進むとその傾向は逆転する。

2) 受熱率の X , Y に関しては, X が小さい場合は, Y の増大により η_{th} も向上するが, X が大きい場合は逆に Y を小さくして X も小さくした方が η_{th} が向上する。

3) 圧縮比 ε と θ_{ig} に関しては, ε を増して θ_{ig} を遅らす方が η_{th} は向上する。但し, θ_{ig} が大きく遅れている場合には, ε が大きくなると逆の傾向を示す様になる。

4) 一方, ε と θ_b を変えた場合にも, ε を増し, θ_b を大きくすると η_{th} の向上につながる。

などのことを定量的につかむことができた。

以上の検討は, サイクルをかなり単純化して計算しているので, 過給機のエネルギーバランス計算や詳細な吸排気過程の計算を含めたサイクル計算結果と比べると, 多少の差が生じていると思われる。例えば, P_{\max} 一定での θ_{ig} と θ_b に対する η_{th} の傾向が, 本計算結果は大形低速ディーゼル機関に於ける検討結果と異なる傾向を示しているが, この理由が, 機関の大きさや回転

速度の差によって生じた本質的なものかどうかを, 今後つめて行く必要があると考えている。また本研究に於ける多量のサイクル計算結果を引続き整理解析すると共に, 実機での燃焼試験を実施して本研究結果と対比検討することも必要と思っている。更にこれらの理論検討結果より得られた理想的サイクルを与える受熱率を, 実際のディーゼル機関の燃焼室内で, 燃料噴射系統や, 燃焼室, 過給系統などの設計を通じて, 如何に正確に実現させるかという研究が, 一層の重要性を増して来た様に考えられる。

尚本研究は, 2年に亘る卒研学生諸君の成果の1部をあらためて纏めなおしたものであり, ここに彼等の名前を記してその努力に謝意を表したい。

(昭和63年度卒業生) 西村仁志君, 石松宏文君, 祇園佳男君, 土井宏平君, 宮本一君

(平成元年度卒業生) 藤瀬弘樹君, 西浦悟君, 大隈英則君

参考文献

- 1) 恒屋礼二郎: 船用低速ディーゼル機関の燃料経済性向上に関する研究(抄録), 長崎総合科学大学紀要, 第30巻, 第2号(1989), 201.
- 2) 宮本登, 村山正: ディーゼル機関における熱発生率および燃焼率の算出方法とそれに伴う誤差要因について, 内燃機関, Vol.18, No224(1976) 9.